

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА КОНТРОЛЬНЫХ ОБЪЕМОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ПОТОКА В МЕЖЛОПАТОЧНОМ КАНАЛЕ СОПЛОВОГО АППАРАТА

Ефимов А.Н., Матвеев В.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

В настоящее время в связи с интенсивным развитием вычислительной техники широко используются численные методы решения задач. В частности, при решении задач газовой динамики довольно часто применяется метод контрольных объемов. Суть метода заключается в том, что расчетная область потока разбивается на мелкие подобласти- контрольные объемы. Контрольный объем в общем случае представляет собой неправильный многогранник с числом граней от 4 до 6. Все его ребра прямые, а грани плоские. Для каждого контрольного объема составляются уравнения Навье-Стокса, неразрывности и сохранения энергии, а также несколько дополнительных уравнений в зависимости от особенностей потока. Например, это могут быть уравнения Архимеда, Сазерленда, состояния идеального газа.

На основе полученных систем уравнений для контрольных объемов формируется система уравнений всей расчетной области, которая решается численным итерационным методом. Фактически метод контрольных объемов является инструментом для постановки численного эксперимента. Достоинство этого метода заключается в универсальности- способности решать задачи любой сложности, в том числе неподдающиеся аналитическому решению. Недостаток метода состоит в том, что он очень требует больших вычислительных ресурсов ЭВМ. В частности модель, состоящая из 30000 контрольных объемов (в данной статье рассматривается модель с таким количеством контрольных объемов) на компьютере Celeron 1ГГц и с 512Мб памяти решается около трех часов.

В современных условиях значительная часть времени и средств при создании двигателя уходит на его доводку, как поузловую, так и изделия в целом. Применительно к турбине, созданию законченного узла предшествует довольно большое количество экспериментов по определению характеристик как плоских решеток, так и лопаточных венцов (ЛВ) в целом. Однако прежде, чем использовать метод контрольных объемов для доводки турбинных узлов, необходимо убедиться в том, что результаты решения газодинамических задач в элементах проточной части турбины с помощью этого метода удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными. А для этого необходимо разработать рациональные способы построения геометрических моделей проточной части и разбиения их на контрольные объемы; методики задания начальных и граничных условий; подбора способа решения системы уравнений. Таким образом, необходимо «настроить» общий

метод контрольных объемов на решение конкретных газодинамических задач в элементах газовых турбин.

Поэтому можно считать задачу определения условий достижения приемлемых результатов расчета параметров потока в межлопаточных каналах соплового аппарата (СА) с помощью метода контрольных объемов актуальной и соответствующей современным требованиям к срокам доводки ГТД.

«Настройка» метода контрольных объемов на определение параметров потока осуществлялась для межлопаточного канала СА с геометрией, представленной на рис. 1. Лопаточные углы на входе и выходе из решетки были соответственно равны  $\alpha_{0л} = 63,5^\circ$  и  $\alpha_{1л} = 28,6^\circ$ . Хорда  $b = 50,86$  мм, а шаг  $t = 31,97$  мм, что определило величину относительного шага  $\bar{t} = 0,629$ . Ширина решетки  $B$  равнялась 41,0 мм и угол установки профиля в решетку  $\gamma_{уст} = 53,7^\circ$ .

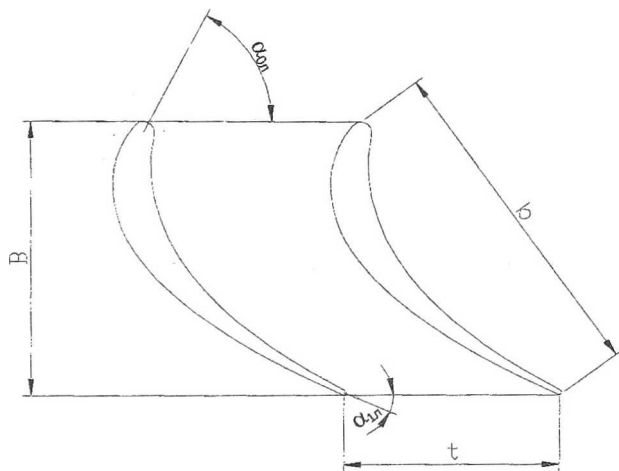


Рис.1. Исходная решетка профилей

Решетка профилей, представленная на рис.1, была исследована в аэродинамической трубе кафедры паровых и газовых турбин Московского энергетического института. Всего в исследованном пакете было установлено 7 лопаток постоянного по их высоте профиля. Высота лопаток равнялась  $L = 70$  мм, что обуславливало относительную высоту ЛВ  $\bar{L} = L/b = 1,36$ . Профили лопаток были продренированы в среднем по высоте сечения. Причем на выпуклой стороне профиля статическое давление измерялось в 17 точках, а на вогнутой - в 10. Внутренний диаметр отверстий равнялся 0,6 мм.

При проведении численного эксперимента использованы два пакета программ, основанных на методе контрольных объемов- CFX фирмы АЕА

technology и Star-CD фирмы Computational Dynamics. Эти пакеты отличаются способами решения систем уравнений контрольных объемов, являющимися ноу-хау фирм-разработчиков.

При решении поставленной задачи, независимо от выбранного программного комплекса, необходимо выполнить следующие процедуры:

- определить особенности потока рабочей среды, на основании которых формируется система уравнений контрольного объема;
- построить геометрическую модель расчетной области и разбить ее на контрольные объемы;
- задать начальные и граничные условия;
- произвести собственно расчет;
- провести анализ полученных результатов.

Хотя на результате расчета сказывается точность выполнения каждого из этих этапов, наиболее ответственным и трудоемким является процесс построения модели. Фактически модель представляет собой сетку контрольных объемов, геометрически повторяющую интересующую расчетную область потока с некоторыми допущениями и ограничениями, а именно:

- поскольку контрольный объем ограничен прямыми ребрами и плоскими гранями, все криволинейные поверхности представляются кусочно-плоскими;
- шероховатость поверхности не может быть учтена в геометрической модели, так как это потребует применения слишком большого количества контрольных объемов и существенно увеличит время расчета;
- так как при увеличении количества контрольных объемов сильно увеличивается время расчета, геометрическую модель приходится несколько упрощать;
- границы модели расчетной области потока должны располагаться там, где возможно назначение граничных условий. Так, в межлопаточном канале СА на его стенках скорость потока равна нулю. Поэтому при создании модели потока в межлопаточном канале в качестве его боковых границ целесообразно использовать противоположные поверхности двух соседних лопаток. В тоже время невозможно ограничить модель потока входным и выходным фронтами, так как вдоль этих линий параметры потока переменны, а при моделировании известны только осредненные значения исходных параметров потока. Поэтому размер модели расчетной области приходится увеличивать, перемещая ее вход навстречу потоку, а выход – по потоку на такое расстояние, где течение газа можно было бы считать равномерным в поперечном сечении.

Вследствие этого, при моделировании рассматриваемого межлопаточного канала СА пришлось пойти на следующие упрощения.

Во-первых, поскольку характер течения в отдельных межлопаточных каналах одинаков, оказалось возможным ограничиться моделированием потока в одном межлопаточном канале. На границах, примыкающих к соседним каналам, было задано периодическое граничное условие (рис. 2). Таким образом, при решении задачи на границах, входящих в периодическую пару, соответствующие параметры потока оказались приравнены друг к другу. Благодаря этому газ, «вытекающий» через одну границу, «втекает» в другую с одними и теми же значениями давления, скорости, температуры и прочими параметрами.

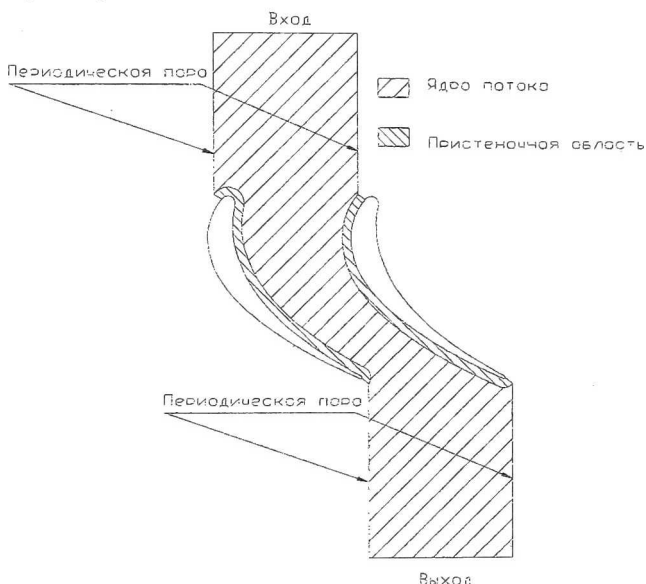


Рис. 2. Схема разбиения потока сеткой контрольных объемов

Во-вторых, вследствие того, что полноразмерная объемная модель межлопаточного канала требует больших вычислительных ресурсов, пришлось ограничиться моделью канала толщиной в один контрольный объем, на протяжении которой параметры потока оставались неизменными.

В-третьих, помимо собственно межлопаточного канала были созданы входной и выходной участки (см. рис. 2) протяженностью не менее чем в  $(1,0...1,5)b$ . В поперечном сечении на входе и выходе этих участков параметры потока были приняты постоянными. Указанное выше расстояние выбрано исходя из рекомендаций, приведенных в справочной системе пакета Star-CD.

Расчетная область разбивалась сеткой таким образом, чтобы интенсивность изменения параметров потока вдоль контрольного объема была

примерно одинакова по всей модели. Это обуславливало сгущение сетки (увеличение количества контрольных объемов) в направлении, нормальном к стенке, так как именно в этом направлении имела место наибольшая интенсивность изменения параметров. Для более точного расчета желательно располагать контрольные объемы так, чтобы одно из ребер приблизительно совпадало с линией тока. В соответствии с этим несколько слоев сетки у поверхности профиля (пристеночная область на рис.2) строились эквидистантно профилю. Ядро же потока было разбито на обычные четырехугольные области.

В качестве граничных условий на входе были заданы полные параметры - давление  $p^*$  и температура  $T^*$ , направление потока, а также степень турбулентности, которая равнялась 3,5%. На выходе из модели задавалось статическое давление  $p_1$ .

В результате расчета с помощью пакетов программ CFX и Star-CD были получены зависимости угла потока на выходе из модели  $\alpha_1$  и коэффициента скорости СА  $\phi$  от приведенной изэотропической скорости потока за СА  $\lambda_{1s}$ , представленные на рис. 3 и 4. (Изменение значения  $\lambda_{1s}$  в процессе расчета достигалось за счет варьирования давлением  $p^*_0$ ). На рис. 3 и 4 также даны аналогичные зависимости, полученные экспериментальным путем.

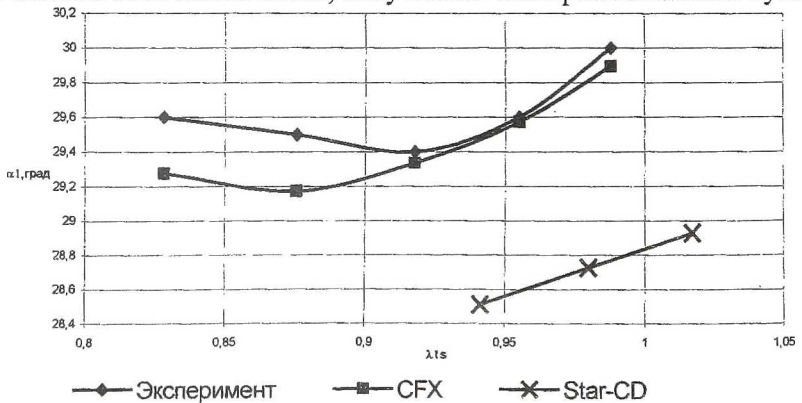


Рис. 3. Зависимость угла потока  $\alpha_1$  от приведенной скорости на выходе из СА  $\lambda_{1s}$

Как видно из зависимостей на рис.3, на расчетном режиме работы ЛВ при  $\lambda_{1s} = 0,97$  отклонение в значениях угла  $\alpha_1$ , полученных расчетным и экспериментальным путем составляет 0,06% для CFX и 3,5% для Star-CD. (Предельная относительная погрешность экспериментального определения угла потока  $\alpha_1$  не превышает  $\pm 2\%$ ). Кроме того, кривые на рис.3 свидетельствуют о качественном совпадении характера расчетных и экспериментальных зависимостей.

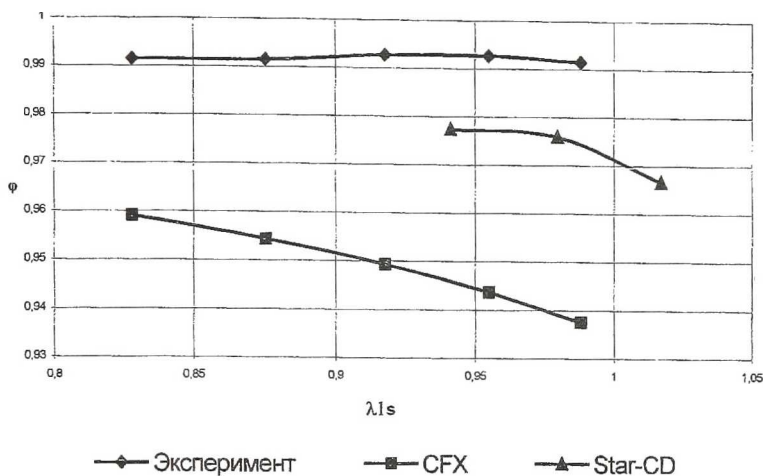


Рис. 4. Зависимость коэффициента скорости  $\phi$  от приведенной скорости на выходе из СА  $\lambda_{1s}$

В соответствии с графиками рис.4 на расчетном режиме разница в экспериментальном и расчетном значениях  $\phi$  составляет 4,9% для CFX и 1,9% для Star-CD. (Предельная относительная погрешность экспериментального определения коэффициента скорости не превышает  $\pm 1,5\%$ ). Причем рассчитанные значения  $\phi$  оказались меньше полученных в экспериментальных исследованиях.

Для дальнейших вычислений был использован пакет Star-CD, как обеспечивающий меньшую погрешность при определении потерь энергии в ЛВ. С помощью этого пакета программ была определена картина распределения условной приведенной скорости потока  $\lambda$  вдоль спинки и корытца профиля. Условная приведенная скорость определялась в соответствии с газодинамической функцией  $\pi(\lambda) = p/p^*_0$ , где  $p$  - статическое давление на профиле лопатки.

Картины распределения  $\lambda$  вдоль исследованного профиля, полученные расчетным и экспериментальным путями при  $\lambda_{1s}=0,97$ , представлены на рис. 5. Их анализ показывает, что результаты расчета удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными.

Расхождение в значениях  $\lambda$  в основном не превышает 10%. Однако имеет место некоторое качественное отличие рассматриваемых зависимостей. Так, у экспериментальной кривой распределения скорости вдоль спинки в области выходной кромки имеется две зоны снижения скорости  $\lambda$  от 1,05 до 0,95...0,97, что соответствует двум скачкам уплотнения небольшой интенсивности. С помощью расчета же в указанной области выявлено

только один скачек уплотнения повышенной интенсивности, в котором происходит снижение скорости  $\lambda$  от 1,18 до 0,95. Возможно, что это одна из причин, по которой расчетные потери в СА завышены по сравнению с экспериментальными.

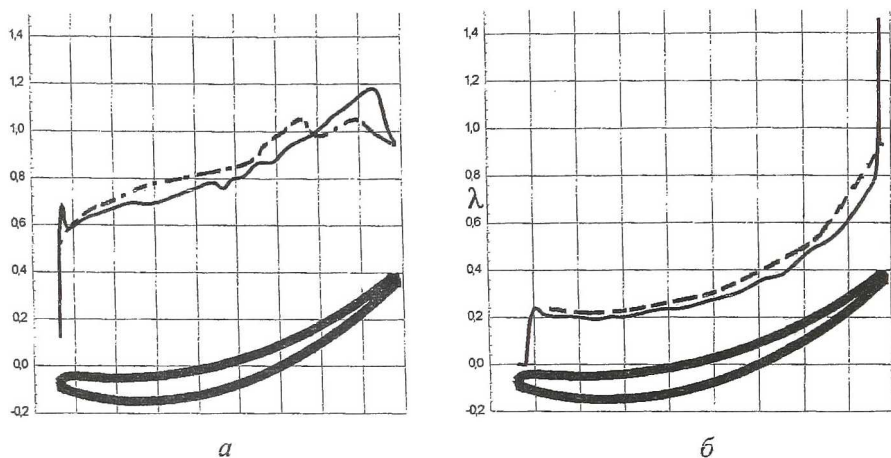


Рис. 5. Распределение скорости вдоль поверхностей спинки (а) и корытца (б):

————— - профиль; ————— расчет; - - - - эксперимент

Еще одним отличием в поведении расчетного распределения  $\lambda$  от экспериментального является интенсивный прямой скачек уплотнения на выходной кромке со стороны корытца. Экспериментальным путем этот скачек не удалось установить потому, что он расположен за последним дренажным отверстием и зона резкого разгона потока с последующим торможением в скачке уплотнения имеет протяженность менее 1 мм.

Таким образом, на основании проведенных расчетов с помощью пакетов программ CFX и Star-CD получены только довольно приблизительные значения угла  $\alpha_1$  и коэффициента скорости  $\phi$  на различных режимах истечения газа из СА. При этом надо отметить, что пакет Star-CD позволил определить величину потерь в исследованном СА с меньшей погрешностью, чем программный комплекс CFX.

Определение картины распределения условной приведенной скорости  $\lambda$  вдоль профиля лопатки позволило выявить место возможного интенсивного скачка уплотнения. Коррекция профиля лопатки в этом месте, возможно, позволит снизить интенсивность скачка уплотнения, а, следовательно, и величину потерь в межлопаточном канале.

В совокупности проведенные исследования дали возможность сформулировать условия проведения газодинамических расчетов межлопаточ-

ных каналов СА в диапазоне  $\lambda_{1s}=0,8...1,05$ , позволяющие осуществлять предварительный анализ характеристик СА и картины течения газа в межлопаточных каналах. Вместе с тем, точность расчетов с помощью даже таких мощных программных комплексов как CFX и Star-CD пока еще не достаточна для того, чтобы при доводке турбин полностью отказаться от экспериментальных исследований.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ГТУ СЛОЖНОГО ЦИКЛА С ДВУХКАСКАДНЫМ ТУРБОКОМПРЕССОРОМ

Иванов В.А., Инёзмцев А.А.  
ОАО "АВИАДВИГАТЕЛЬ", г. Пермь

Для оптимизации (карнотизации) цикла ГТУ при умеренной степени повышения давления (СПД), меньшей бесконечности, требуется превращение этого цикла в изотермно – адиабатный с использованием теплоты отработавших газов вне цикла (например, в парогазовой установке).

Изотермно – адиабатный цикл на практике не реализован, но возможно обеспечение эквивалентности по работе и эффективному КПД изотермно – адиабатного цикла и сложного цикла с промежуточным охлаждением и подогревом (далее просто сложного цикла) путем регенерации теплоты отработавших в турбине газов (ОГ) внутри цикла. Максимальная эффективность регенерации теплоты ОГ достигается при условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов, так как при этом увеличивается разность температур газа и воздуха в регенераторе по сравнению с условием обеспечения максимального КПД сложного цикла.

В статье рассматривается выбор оптимальных параметров ГТУ сложного цикла с двухкаскадным турбокомпрессором, схема которой аналогична схеме отечественной ГТУ ГТ – 100 [1], [2], но относительно последней усложнена введением регенератора теплоты ОГ.

Схема рассматриваемой ГТУ сложного цикла (рис. 1) двухвальная с последовательным расположением валов. Компрессор и турбина низкого давления (КНД и ТНД) образуют турбокомпрессор низкого давления, расположенный на одном валу с электрическим генератором (ЭГ) и вращающийся на всех режимах работы с постоянной частотой 3000 об/мин. Компрессор и турбина высокого давления (КВД и ТВД) образуют турбокомпрессор высокого давления, расположенный на другом (свободном) валу,